

POWER TRANSMISSION DEVICE FOR A FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE

Patent Number: US5219038

Publication date: 1993-06-15

Inventor(s): ARAI KENTARO (JP); HAMADA TETSURO (JP); SHIBUYA KAZUNORI (JP)

Applicant(s): HONDA MOTOR CO LTD (JP)

Requested Patent: DE4036280

Application Number: US19900612766 19901114

Priority Number(s): JP19900238245 19900907; JP19890296639 19891115

IPC Classification: B60K17/344

EC Classification: B60K17/35B, B60K23/08B

Equivalents: GB2239921

Abstract

A power transmission system for a four-wheel drive vehicle, comprising an engine for directly driving a primary driven axle, and a torque transmission device for transmitting drive torque from the primary driven axle to a secondary driven axle as required, according to a difference in the rotational speed between the front and rear axles, and the torque transmitted between the front and rear axles is reduced for a given difference in the rotational speed between the front and rear axles as a vehicle speed is increased. Thereby, the unnecessary burden of load on the rear axle members is reduced. Preferably, the torque transmission device comprises a structure for limiting the upper limit of the torque which can be transmitted to the secondary driven axle.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

(19) BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES

PATENTAMT

Offenlegungsschrift

(10) DE 40 36 280 A 1

(51) Int. Cl. 5:

B 60 K 17/346

B 60 K 23/08

B 60 K 28/16

DE 40 36 280 A 1

(21) Aktenzeichen: P 40 36 280.9

(22) Anmeldetag: 14. 11. 90

(23) Offenlegungstag: 29. 5. 91

(30) Unionspriorität: (32) (33) (31)

15.11.89 JP 1-296639 07.09.90 JP 2-238245

(71) Anmelder:

Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:

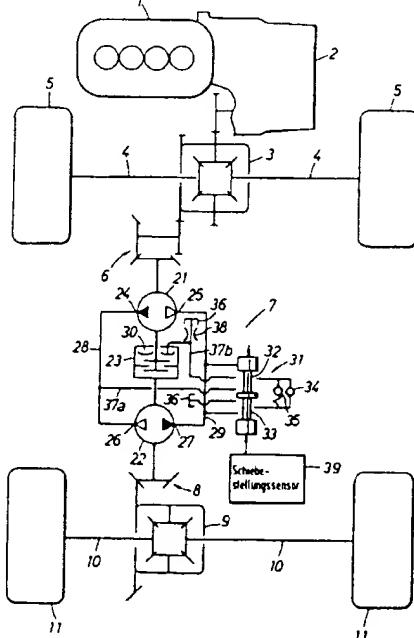
Weickmann, H., Dipl.-Ing.; Fincke, K., Dipl.-Phys. Dr.; Weickmann, F., Dipl.-Ing.; Huber, B., Dipl.-Chem.; Liska, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Prechtel, J., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte, 8000 München

(72) Erfinder:

Hamada, Tetsuro; Shibuya, Kazunori; Arai, Kentaro, Wako, Saitama, JP

(54) Leistungsübertragungssystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb

Bei einem Leistungsübertragungssystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb mit einem Motor (1) für den direkten Antrieb einer angetriebenen Primärachse (4) und mit einer Drehmomentübertragungseinrichtung (7) zur Übertragung eines Antriebsdrehmomentes von der angetriebenen Primärachse (4) auf eine angetriebene Sekundärachse (10) als Funktion einer Differenz in den Drehzahlen zwischen der Vorder- und Hinterachse (4, 10) wird das zwischen der Vorder- und Hinterachse (4, 10) übertragene Drehmoment für eine vorgegebene Differenz der Drehzahlen zwischen der Vorder- und Hinterachse (4, 10) mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit reduziert. Dadurch wird eine unnötige Belastung der Hinterachselemente (10) reduziert. Vorzugsweise besitzt die Drehmomentübertragungseinrichtung (7) einen Aufbau zur Begrenzung der oberen Grenze des auf die angetriebene Sekundärachse (10) übertragbaren Drehmomentes.



DE 40 36 280 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Leistungsübertragungssystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb nach Patentanspruch 1 bzw. 2.

5 Dabei kann ein Vorder- oder Hinterradsatz direkt durch einen Motor angetrieben werden, während der jeweils andere Radsatz im Bedarfsfall durch einen gemeinsamen Motor angetrieben werden kann.
 Für ein Leistungsübertragungssystem zwischen den Vorder- und Hinterrädern eines Fahrzeugs mit Vierradantrieb ist es bekannt, den Vorder- oder Hinterradsatz direkt mit dem Motor zu verbinden und ein Antriebsdrehmoment von der zugehörigen Achse (Primärachse) auf die andere Achse (Sekundärachse) über eine Flüssigkeitskupplung mit viskoser Flüssigkeit zu koppeln, welche auf die Relativdrehzahl zwischen diesen Achsen 10 anspricht. Eine derartige Flüssigkeitskupplung besitzt die Eigenschaft, daß das übertragene Drehmoment von der Differenz der Drehzahlen der Primärachse und der Sekundärachse abhängt, wobei diese Achsen miteinander gekuppelt sind, wenn die Differenz der Drehzahlen der Primär- und der Sekundärachse einen bestimmten Wert übersteigt. In dieser Hinsicht muß die mechanische Festigkeit der beiden Achselemente gegen das Drehmoment im wesentlichen gleich sein. Ist die Differenz der Drehzahlen der Primär- und Sekundärachse extrem 15 klein, so muß andererseits das auf die Sekundärachse übertragene Drehmoment im wesentlichen gleich Null sein, so daß die Belastung der Sekundärachse in einem solchen Fall extrem gering ist. Es ist daher in der JP-OS Nr. 63-49 526 vorgeschlagen worden, die Belastung von angetriebenen Sekundärachselementen dadurch zu reduzieren, daß eine obere Grenze der Drehmomentübertragung auf die angetriebene Sekundärachse festgelegt 20 wird, wodurch das Gesamtgewicht des Antriebssystems reduziert wird. Für die folgenden Ausführungen umfaßt der Begriff "Achselement" nicht nur die Achsen für die Vorder- und Hinterräder sondern auch alle Elemente die im Weg der Drehmomentübertragung von der angetriebenen Primärachse auf die angetriebene Sekundärachse vorhanden sind.

Es ist unter Umständen erforderlich, daß ein Fahrzeug für eine bestimmte Zeit mit Vorder- und Hinterrädern unterschiedlichen Durchmessers fahren muß, was beispielsweise der Fall ist, wenn ein Notersatzreifen verwendet wird oder wenn das Rutschen verhindern Einrichtungen, wie beispielsweise Ketten bei Schnee, auf die Räder aufgelegt werden. In einem solchen Fall ist zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder dauernd eine Differenz vorhanden, wobei die Sekundärachse ein Antriebsdrehmoment aufnehmen kann, das größer als das tatsächlich erforderliche Drehmoment ist, selbst wenn zwischen der Primär- und Sekundärachse 30 keine Drehmomentübertragung erforderlich ist. Mit anderen Worten ausgedrückt, kann bei unterschiedlichen Durchmessern der Reifen dauernd ein Antriebsdrehmoment auf die Sekundärachse übertragen werden, obwohl lediglich eine Drehmomentübertragung zwischen der Vorder- und Hinterachse unter normalen Fahrbedingungen lediglich als Übergangsprozeß erforderlich ist. Dies ist unzweckmäßig, da die Kupplung für längere Zeit in einer hohen Belastung ausgesetzt sein kann und/oder ein Rutschen der Reifen hervorgerufen werden kann.

35 Es ist generell bekannt, daß ein metallisches Element bei wiederholter Belastung reißen oder brechen kann, selbst wenn diese sich wiederholende Belastung kleiner als die Bruchspannung ist, weil sich eine Materialermüdung ergibt. Speziell bei hoher Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt die Anzahl der sich wiederholenden Spannungsbelastungen in einer gegebenen Zeitperiode zu, wodurch die effektive Grenzbelastung der Leistungsübertragungselemente wegen der Möglichkeit der Metallermüdung verringert werden kann. Damit ein Fahrzeug bei 40 Ausrüstung mit Reifen unterschiedlichen Durchmessers eine kontinuierliche Fahrt aushalten kann, muß der Sicherheitsfaktor bei der Fahrzeugentwicklung erhöht werden. Eine einfache Festlegung der Obergrenze der Drehmomentübertragung auf die Sekundärachse im oben erläuterten bekannten Sinne reicht daher allein nicht aus, um in der Praxis eine Gewichtsverringerung zu gewährleisten.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Leistungsübertragungssystem für ein 45 Fahrzeug mit Vierradantrieb anzugeben, bei dem eine unnötige dauernde, zur Materialermüdung führende Drehmomentbelastung der Sekundärachselemente vermieden wird.

Das Leistungsübertragungssystem soll dabei ohne die Nachteile konventioneller einfacher Vierrad-Antriebssysteme einfach aufbaubar sein.

Diese Aufgabe wird bei einem Leistungsübertragungssystem der eingangs genannten Art erfindungsgemäß 50 durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 bzw. des Patentanspruchs 2 gelöst.

Aufgrund der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Leistungsübertragungssystems nimmt die Drehmomentübertragungsbelaistung bei zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Beim Anfahren des Fahrzeugs (Zustand kleiner Geschwindigkeit) bei dem die angetriebenen Primärräder zum Rutschen neigen, ist eine ausreichende Drehmomentübertragung von den angetriebenen Primärrädern auf die angetriebenen Sekundärräder gewährleistet. Im Zustand hoher Geschwindigkeit, bei dem die angetriebenen Primärräder nicht zum Rutschen neigen, ist der effektive Drehmomentübertragungswert abgesenkt. Es wird daher möglich, die Drehmomentübertragung auf die angetriebenen Sekundärräder zu steuern, wenn ein kontinuierliches Fahren mit Vorder- und Hinterrädern unterschiedlichen Durchmessers (speziell wenn der Durchmesser der Primärräder kleiner ist) erfolgt, was beispielsweise der Fall ist, wenn eines der Räder mit einem kleineren Notersatzreifen bestückt ist.

60 Dies ist erreichbar, wenn eine zur Übertragung einer vorgegebenen Drehmomentgröße notwendige Differenz zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder bei Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht wird.

Vorzugsweise weist die Drehmoment-Übertragungseinrichtung Mittel zur Beschränkung der oberen Grenze des Wertes der Drehmomentübertragung zwischen den Vorder- und Hinterachsen auf, so daß die Anforderungen an die mechanische Festigkeit der angetriebenen Sekundärachselemente reduziert werden können. Auf diese Weise können die Anforderungen an die mechanische Festigkeit der angetriebenen Sekundärachselemente wirksam eingestellt werden.

Gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung umfaßt die Drehmoment-Übertragungsein-

richtung folgende Komponenten: eine erste durch die Vorderräder angetriebene Strömungsmitteldruck-Pumpe, eine zweite durch die Hinterräder angetriebene Strömungsmitteldruck-Pumpe, eine zwischen den Vorder- und Hinterrädern vorgesehene hydraulische Kupplung, einen zwischen der Ausgangsseite der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe und der Eingangsseite der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe vorgesehenen Verbindungs-kanal und einen zwischen dem Verbindungs-kanal und einer hydraulischen Betätigungs-kammer der Kupplung vorgesehenen Stichkanal. 5

Die geforderten Eigenschaften der Drehmoment-Übertragungseinrichtung sind erreichbar, wenn das Verhältnis der Drehzahlen der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe und der Vorderräder kleiner als das Verhältnis der Drehzahlen der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe und der Hinterräder ist und/oder wenn die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe für eine gegebene Drehzahl der Vorderräder kleiner als die Ausgangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe für diese Drehzahl der Hinterräder ist. 10

Weitere Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

Die Erfindung wird im folgenden anhand von in den Figuren der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt

Fig. 1 eine Prinzipdarstellung des Gesamtaufbaus eines erfindungsgemäßen Leistungsübertragungssystems für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb; 15

Fig. 2 ein Hydraulikschaltbild für Rückwärtsfahrt;

Fig. 3 und 4 jeweils ein Diagramm, aus dem die Eigenschaften des erfindungsgemäßen Systems ersichtlich sind; 20

Fig. 5 eine der Fig. 1 entsprechende Prinzipdarstellung einer abgewandelten erfindungsgemäßen Ausführungsform für Vorwärtsfahrt; und

Fig. 6 ein der Fig. 2 entsprechendes Hydraulikschaltbild für die abgewandelte Ausführungsform.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 1 wird die Ausgangsgröße eines Motors 1 über eine Übertragungseinrichtung 2 auf ein Differential 3 für Vorderräder übertragen. Die Ausgangsgröße des Differentials 3 wird über Antriebsachsen 4 einem rechten und linken Vorderrad 5 zugeführt. 25

Die dem Differential 3 zugeführte Ausgangsgröße des Motors 1 wird über ein Kegelradgetriebe 6 einer im folgenden noch zu beschreibenden Leistungsübertragungseinrichtung 7 zugeführt, deren Ausgangsgröße ihrerseits über ein Kegelradgetriebe 8 auf ein Differential 9 für die Hinterräder übertragen wird. Die Ausgangsgröße des Differentials 9 wird einem rechten und linken Vorderrad 11 über Antriebsachsen 10 zugeführt.

Die Leistungsübertragungseinrichtung 7 umfaßt eine erste mit der Ausgangswelle des Kegelradgetriebes 6 für die Vorderräder in Antriebsverbindung stehende Strömungsmitteldruck-Pumpe 21, eine zweite mit der Eingangswelle des Kegelradgetriebes 8 für die Hinterräder in Antriebsverbindung stehende Strömungsmitteldruck-Pumpe 22, eine zwischen der Ausgangswelle des Kegelradgetriebes 6 und der Eingangswelle des Kegelradgetriebes 8 vorgesehene durch Strömungsmitteldruck betätigte Kupplung 23 sowie eine im folgenden noch zu beschreibende Strömungsmitteldruck-Steuerschaltung zur Steuerung des auf die erste und zweite Öldruckpumpe 21 und 22 sowie die Kupplung 23 bezogenen Öflusses. 30

Die Getriebeverhältnisse des vorderen und hinteren Kegelradgetriebes 6 und 8 unterscheiden sich voneinander derart, daß die folgende Beziehung zwischen den Drehzahlen der Strömungsmitteldruck-Pumpen und den Drehzahlen der Räder erfüllt ist: 35

$$\frac{\text{Drehzahl der ersten Pumpe}}{\text{Drehzahl der Vorderräder}} < \frac{\text{Drehzahl der zweiten Pumpe}}{\text{Drehzahl der Hinterräder}}$$

Mit anderen Worten ist die Zunahme der Drehzahl der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 für eine vorgegebene Zunahme der Drehzahl der Hinterräder größer als diejenige der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 für die gleiche Zunahme der Drehzahl der Vorderräder. Das bedeutet, daß gemäß Fig. 3 die Drehzahl der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 größer ist, wenn die Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 identisch sind, und daß die Differenz zwischen den Drehzahlen der ersten und zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und 22 proportional zur Drehzahl der Räder zunimmt. 45

Die erste Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 besteht aus einer Getriebepumpe oder einer Schaufelpumpe mit einer ersten Öffnung 21, welche als Auslaßöffnung dient, wenn das Fahrzeug vorwärts fährt, und als Einlaßöffnung dient, wenn das Fahrzeug rückwärts fährt. Eine zweite Öffnung 25 dieser Pumpe dient als Einlaßöffnung, wenn das Fahrzeug vorwärts fährt, und als Auslaßöffnung, wenn das Fahrzeug rückwärts fährt. Die zweite Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 besteht ebenfalls aus einer Getriebepumpe oder Schaufelpumpe mit einer dritten Öffnung 26, welche als Einlaßöffnung dient, wenn das Fahrzeug vorwärts fährt, und als Auslaßöffnung dient, wenn das Fahrzeug rückwärts fährt. Eine vierte Öffnung 27 dieser Pumpe 22 dient als Auslaßöffnung, wenn das Fahrzeug vorwärts fährt, und als Einlaßöffnung, wenn das Fahrzeug rückwärts fährt. Diese Öffnungen 24 bis 27 sind wechselweise derart miteinander verbunden, daß die erste Öffnung 24 und die dritte Öffnung 26 über einen ersten Verbindungsölkanal 28 miteinander verbunden sind, während die zweite Öffnung 25 und die vierte Öffnung 27 über einen zweiten Verbindungsölkanal 29 miteinander verbunden sind. 50

Die erste und zweite Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und 22 besitzen unterschiedliche Kammerkapazitäten, wobei die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 pro Umdrehung kleiner als diejenige der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 ist. Das bedeutet, daß die Änderung der Ausgangsgröße für eine vorgegebene Änderung der Drehzahl der entsprechenden Räder für die zweite Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 größer ist und daß die Differenz der Ausgangsgröße der ersten und zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und 22 proportional zu den Drehzahlen der Räder zunimmt, wenn das Drehzahlverhältnis der Pumpenwellen gleich dem Drehzahlverhältnis der Vorder- und Hinterachsen 4 und 10 ist und die effektiven Durchmesser der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 identisch sind (siehe Fig. 3). 65

Der erste und zweite Verbindungsölkanal 28 und 29 sind mit einer Betätigungs-Öldruckkammer 30 über ein Schaltventil 31 mit der durch Strömungsmitteldruck betätigten Kupplung 23 verbunden. Das Schaltventil 31 besteht aus einem Spulenventil, das durch einen Schiebestellungssensor 39 in Abhängigkeit davon umgeschaltet wird, ob die Übertragungseinrichtung 2 sich im Zustand für Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt befindet. Es umfaßt ein Paar von Ventilkammern 32 und 33, ein den Ölfluß von der ersten Ventilkammer 32 zur zweiten Ventilkammer 33 begrenzendes Einwegventil 34 und ein die erste Ventilkammer 32 mit der zweiten Ventilkammer 33 verbindendes Rückschlagventil 35 um einen Ölfluß von der ersten Ventilkammer 32 zur zweiten Ventilkammer 33 zu ermöglichen, wenn die Druckdifferenz zwischen der ersten Ventilkammer 32 und der zweiten Ventilkammer 33 einen vorgegebenen Wert erreicht hat. Bei Vorwärtsfahrt wird durch Betätigung des Schaltventils 31 gemäß Fig. 1 der zweite Verbindungsölkanal 29 über die zweite Ventilkammer 33 mit einem Ölbehälter 36 in Verbindung gebracht, während der erste Verbindungsölkanal 28 über einen Stichölkanal 37a, die erste Ventilkammer 32 und einen Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b mit der Betätigungs-Öldruckkammer 37 der Kupplung in Verbindung gebracht wird. Wenn der Druck in der Betätigungs-Öldruckkammer 30 der Kupplung über einen bestimmten Wert hinaus erhöht ist, so wird er über das Rückschlagventil 35 in den Ölbehälter 36 abgebaut. Bei Rückwärtsfahrt wird gemäß Fig. 2 der erste Verbindungsölkanal 28 über die zweite Ventilkammer 33 mit dem Ölbehälter 36 in Verbindung gebracht, während der zweite Verbindungsölkanal 29 über die erste Ventilkammer 32 mit der Betätigungs-Öldruckkammer 30 der Kupplung in Verbindung gebracht wird. Wenn der auf die Betätigungs-Öldruckkammer 30 der Kupplung wirkende Druck über einen vorgegebenen Wert hinaus erhöht wird, so wird er über das Rückschlagventil 35 in den Ölbehälter 36 abgebaut.

Darüber hinaus steht der die erste Ventilkammer 32 mit der Betätigungs-Öldruckkammer 30 der Kupplung verbindende Kupplungsbetätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b über eine eine Öffnung 38 aufweisenden Stichölkanal mit einem Teil des Ölbehälters 36 oberhalb des Ölpegels in diesem Behälter in Verbindung.

Im folgenden wird die Wirkungsweise der vorstehend beschriebenen Ausführungsform für die unterschiedlichen Zustände beschrieben.

Wenn das Fahrzeug beim Anfahren in Vorwärtsrichtung beschleunigt, können die Vorderräder 5 rutschen und sich drehen, während die Hinterräder 11 stehen bleiben. Da in einem solchen Fall die erste Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 allein mit den Vorderrädern rotiert, wird das vom Ölbehälter 36 über die zweite Ventilkammer 33 und den zweiten Verbindungsölkanal 29 der zweiten Öffnung 25 zugeführte Öl aus der ersten Öffnung 24 in den ersten Verbindungsölkanal 28 ausgebracht und fließt insgesamt in den Stichölkanal 37a, so daß der Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 Öldruck über die erste Ventilkammer 32 und den Kupplungsbetätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b zugeführt wird. Die Kupplung 23 wird daher eingekoppelt, so daß die Vorderräder 5 mit den Hinterrädern 11 gekuppelt werden.

Der Öldruck unmittelbar vor der Öffnung 38 ändert sich proportional zum Quadrat der Differenz der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und der Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22. Darüber hinaus ist es in Abhängigkeit von der durch die Öffnung 38 strömenden Ölmenge möglich, den grundsätzlichen Öldruckwert am in Strömungsrichtung vorderen Ende der Öffnung einzustellen. Da sich das Übertragungsdrehmoment der Kupplung 23 proportional zum auf die Betätigungs-Öldruckkammer 30 wirkenden Öldruck ändert, ist es durch geeignete Auswahl des auf das Rückschlagventil 35 wirkenden Drucks möglich, die Obergrenze des Übertragungsdrehmomentes der Kupplung 23 geeignet einzustellen (siehe Fig. 4).

Wenn die Kupplung 23 eingekuppelt ist und das Antriebsdrehmoment auf die Hinterräder übertragen wird, wird die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 gemäß der Zunahme der Drehzahl der Hinterräder von der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 aufgenommen. Darüber hinaus ändert sich der auf die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 wirkende Öldruck oder die Einkuppelkraft der Kupplung 23 automatisch als Funktion der Differenz zwischen der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und der Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22, so daß bei Ausgleich der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und der Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 kein Öldruck auf den Betätigungs-Strömungsmitteldruckzufuhr-Kanal 37 wirkt und die Kupplung 23 dann ausgekuppelt ist.

Da der Abgleichpunkt zwischen der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21, welche durch die durch den Motor 1 direkt angetriebenen Vorderräder 5 angetrieben wird, und der Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22, welche durch die eine Antriebskraft über die Leistungsübertragungseinrichtung 7 aufnehmenden Hinterräder 11 angetrieben wird, gemäß Fig. 3 durch die Betriebseigenschaften der Strömungsmitteldruck-Pumpen 21 und 22 festgelegt ist, wird der Abgleich erreicht, wenn die Drehzahl der Vorderräder 5 größer als diejenige der Hinterräder 11 ist. Die Differenz der Drehzahlen zwischen den Vorder- und Hinterrädern 5 und 11 nimmt mit einer Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit zu. Dies bedeutet, daß die Größe des durch die Kupplung übertragenen Drehmomentes für eine vorgegebene Drehzahldifferenz zwischen den Vorder- und Hinterrädern 5 und 11 mit einer Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit abnimmt. Das bedeutet weiterhin, daß die Drehmomentübertragungseigenschaften der Kupplung 23 oder die Möglichkeit der Begrenzung der Drehzahldifferenz abnimmt, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt (siehe Fig. 4).

Wenn das Fahrzeug graduell beschleunigt oder bremst oder mit konstanter Geschwindigkeit vorwärts oder rückwärts fährt, rotieren die Vorder- und Hinterräder 5 und 11 mit der gleichen Drehzahl, vorausgesetzt, daß sie einen identischen Durchmesser besitzen. Ebenso wie im Fall der Vorwärtsfahrt des Fahrzeugs ist die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe immer kleiner als die Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22, während die Ausgangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 immer größer als die Eingangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 ist. Die Ausgangsgröße der zweiten Öffnung 25 wird daher von der vierten Öffnung 27 aufgenommen, wobei ein Teil der Ausgangsgröße von der dritten Öffnung 26 über den ersten Verbindungsölkanal 28, den Stichölkanal 37a, die zweite Ventilkammer 36, das Einwegventil 34, die erste Ventilkammer 32 und den zweiten Verbindungsölkanal 29 auf die vierte Öffnung

27 zurückgeführt wird. Der Druck im ersten Verbindungsölkanal 28 erreicht daher nicht den Betätigungsdruck für die Kupplung 23, so daß kein Antriebsdrehmoment auf die Hinterräder 11 übertragen wird.

Wenn im Fahrzustand lediglich die Vorderräder auf eine Straßendecke mit kleinem Reibungskoeffizienten gelangt sind oder wenn das Fahrzeug plötzlich beschleunigt, können die Vorderräder zeitweise in einen Rutschzustand gelangen. In einem solchen Fall wird die Drehzahl der Vorderräder größer als die der Hinterräder 11, wobei die Ausgangsgröße der ersten Öffnung 24 die Eingangsgröße der dritten Öffnung 26 übersteigt. Die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 kann daher nicht an die Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 angepaßt werden, so daß der dieser Differenz zwischen der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße der beiden Strömungsmitteldruck-Pumpen 21 und 22 entsprechende Öldruck auf den ersten Verbindungsölkanal 28 gelangt. Dieser Öldruck wird über den Stichölkanal 37a, die erste Ventilkammer 32 und den Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b in die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 weitergeleitet. Daher wird die Kupplung 23 eingekuppelt und ein Antriebsdrehmoment auf die Hinterräder 11 übertragen. Die Einkupplungskraft der Kupplung 23 ändert sich automatisch in Abhängigkeit von der Differenz der Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder in der gleichen Weise wie im oben beschriebenen Fall, wobei sich das auf die Hinterräder 11 übertragene Drehmoment proportional zur Größe der Einkupplungskraft der Kupplung 23 ändert. In diesem Falle nimmt der Wert der Drehmomentübertragung für eine vorgegebene Differenz in den Drehzahlen zwischen den Vorder- und Hinterrädern mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit ab.

Wirkt auf die Räder eine Bremskraft, so tendieren die Vorderräder 5 im Falle einer übermäßigen Bremswirkung vor den Hinterrädern zum Blockieren, da der Ausgleich der Bremskraft für die Vorderräder mehr begünstigt ist als für die Hinterräder. Da die auf einen Fahrzustand folgende Motorbremse lediglich auf die Vorderräder 5 wirkt, wird die Drehzahl der Vorderräder 5 zeitweise kleiner als die der Hinterräder 11. Ist die Drehzahl der Vorderräder 5 kleiner als die der Hinterräder 11, so ist im Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b kein Ausgangsdruck vorhanden und die Kupplung 23 ist nicht eingekuppelt, da die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 kleiner als die Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 wird. Die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern wird daher unterbrochen. Ein Teil der Ausgangsgröße der vierten Öffnung 27 wird dabei über den zweiten Verbindungsölkanal 29, die zweite Ventilkammer 33, das Einwegventil 34, die erste Ventilkammer 32, den Stichölkanal 37a und den ersten Verbindungsölkanal 28 auf die vierte Öffnung 27 zurückgeführt.

Haben die Vorderräder vollständig blockiert, so kommt die erste Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 zum Stehen, während die zweite Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 allein rotiert. Die gesamte Ölausgangsgröße der vierten Öffnung 27 zum zweiten Verbindungsölkanal 29 wird daher über die zweite Ventilkammer 33, das Einwegventil 34, die erste Ventilkammer 32, den Stichölkanal 37a und den ersten Verbindungsölkanal 28 in den zweiten Verbindungsölkanal 29 zurückgeführt. In diesem Falle ist daher die Kupplung 23 nicht eingekuppelt, so daß die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern unterbrochen ist.

Fährt das Fahrzeug rückwärts, so werden die Drehrichtung der ersten und zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und 22 sowie der Zusammenhang zwischen den Auslaßöffnungen und den Einlaßöffnungen umgekehrt, wobei das grundlegende Prinzip jedoch im übrigen identisch mit dem Fall des Vorwärtsfahrens ist.

Beschleunigt das Fahrzeug bei Anfahrt in Rückwärtsrichtung, so rotiert die Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 zeitweise allein. Gemäß Fig. 5 wird dann das aus dem Ölbehälter 36 über die zweite Ventilkammer 33, den Stichölkanal 37a und den ersten Verbindungsölkanal 28 in die erste Öffnung 24 eingeleitete Öl aus der zweiten Öffnung 25 in den zweiten Verbindungsölkanal 29 eingebracht und wirkt dann über die erste Ventildruckkammer 32 und den Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b auf die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30. Die Kupplung 23 kuppelt daher ein und es wird Antriebsdrehmoment auf die Hinterräder 11 übertragen.

Ebenso wie bei Vorwärtsfahrt des Fahrzeuges wird bei Zunahme der Drehzahl der Hinterräder ein Teil der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 von der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 aufgenommen, wobei sich der auf die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 wirkende Druck als Funktion der Änderung der Eingangs- und Ausgangsgröße der beiden Pumpen 21 und 22 ändert, so daß sich das Verhältnis der Drehmomentverteilung auf die Hinterräder entsprechend ändert. Sind die Ausgangsgröße und die Eingangsgröße der beiden Strömungsmitteldruck-Pumpen 21 und 22 ausgeglichen, so wirkt auf die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 kein Öldruck, so daß die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern unterbrochen ist.

Wird das Fahrzeug graduell beschleunigt oder abgebremst oder fährt es im Rückwärtsgang mit konstanter Geschwindigkeit, so ist ebenso wie im Vorwärtsgang die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 immer kleiner als die Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 und die Ausgangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 immer größer als die Eingangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21. Die Ausgangsgröße der zweiten Öffnung 25 wird daher von der vierten Öffnung 27 aufgenommen, wobei ein Teil der Ausgangsgröße der dritten Öffnung 26 über den ersten Verbindungsölkanal 28, den Stichölkanal 37a, die zweite Ventilkammer 33, das Einwegventil 34, die erste Ventilkammer 32 und den zweiten Verbindungsölkanal 29 auf die vierte Öffnung 27 zurückgeführt wird. Der Druck im zweiten Verbindungsölkanal 29 erreicht daher nicht den Betätigungsdruck für die Kupplung 23, so daß kein Drehmoment auf die Hinterräder 11 übertragen wird.

Wenn die Vorderräder 5 aufgrund einer plötzlichen Beschleunigung aus einer Rückwärtsfahrt mit konstanter Geschwindigkeit zu rutschen beginnt, wird die Drehzahl der Vorderräder 5 größer als die der Hinterräder 11, wobei die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 die Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 übersteigt. Da sich die zweite Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 nicht an die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 anpassen kann, wirkt der der Differenz der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße der ersten und zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpen 21 und 22 entsprechende Öldruck auf den zweiten Verbindungsölkanal 29. Dieser Öldruck wird über die erste Ventilkammer 32 und den

Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b in die Kupplungsbetätigungs-Öldruckkammer 30 geleitet. Dies bewirkt eine Einkupplung der Kupplung 23 und eine Drehmomentübertragung auf die Hinterräder 11.

Fährt das Fahrzeug rückwärts und erfolgt eine Bremsung, so ist ebenso wie im Fall einer Bremsung bei vorwärtsfahrendem Fahrzeug keine Ausgangsgröße für den Betätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b vorhanden und es erfolgt keine Einkupplung der Kupplung 23, da die Drehzahl der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 unter die der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 fällt. Die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern ist daher unterbrochen. Dabei wird ein Teil der Ausgangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 über den ersten Verbindungsölkanal 28, den Stichölkanal 37a, die zweite Ventilkammer 33, das Einwegventil 34, die erste Öldruckkammer 32 und den zweiten Verbindungsölkanal 29 auf die vierte Öffnung 27 zurückgeführt. Haben die Vorderräder 5 vollständig blockiert, so wird die gesamte Ausgangsgröße von der dritten Öffnung 26 über den ersten Verbindungsölkanal 28, den Stichkanal 37a, die zweite Ventilkammer 33, das Einwegventil 34, die erste Ventilkammer 32 und den zweiten Verbindungsölkanal 29 auf die dritte Öffnung 26 zurückgeführt. In diesem Falle ist also daher die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern unterbrochen.

15 Im folgenden wird die Wirkungsweise dieser Ausführungsform beschrieben, wenn die effektiven Durchmesser der Vorder- und Hinterräder unterschiedlich sind.

16 Es sei angenommen, daß der effektive Durchmesser der Vorderräder 5, welche direkt durch den Motor angetrieben werden, kleiner als der der Hinterräder 11 ist, welche über die Leistungsübertragungseinrichtung 7 angetrieben werden. Selbst wenn sowohl die Vorder- als auch die Hinterräder 5 und 11 eine konstante Fahrtgeschwindigkeit ohne Rutschen oder Blockieren angenommen haben, so ist in diesem Fall die Drehzahl der Vorderräder immer größer als die der Hinterräder. Da die Differenz der effektiven Durchmesser der Vorder- und Hinterräder konstant ist, nimmt die Differenz der Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit zu. Die Einkupplungskraft der Kupplung 23 nimmt daher mit der Differenz der Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und der Eingangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 zu, wobei jedoch das Rückschlagventil 35 öffnet und die Übertragung eines übermäßigen Drehmoments auf die Hinterräder 11 vermieden wird, wenn die Differenz der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße derart zugenommen hat, daß der auf die Betätigungs-Strömungsmitteldruckkammer 30 wirkende Druck einen vorgegebenen Wert übersteigt.

17 Da die Getriebeverhältnisse des vorderen und hinteren Kegelgetriebes 6 und 8 verschieden sind und die 30 Ausgangsleistung der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 kleiner als die der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 ist, wie dies oben bereits ausgeführt wurde, führt dies nicht zu einer unnötigen Zunahme der Drehmomentübertragung auf die Hinterräder, selbst wenn die Differenz der Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 aufgrund ihrer unterschiedlichen effektiven Durchmesser zunimmt.

18 Solange die Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit kleiner als die der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22 gehalten wird, kann eine unnötige Drehmomentübertragung auf die Hinterräder vermieden werden.

19 Ist der effektive Durchmesser der Sekundärartriebsräder darstellenden Hinterräder 11 kleiner, so ist ihre Drehzahl höher. Dies ist im wesentlichen äquivalent zu dem Fall, bei dem die Vorderräder einer Bremswirkung unterworfen werden und die Kupplung zwischen den Vorder- und Hinterrädern 5 und 11 daher unterbrochen wird. Daher tritt eine Drehmomentübertragung auf die Hinterräder nicht auf, so daß die Differenz in den effektiven Durchmessern der Vorder- und Hinterräder keine Probleme aufwirkt.

20 Wie bereits ausgeführt, ist erfahrungsgemäß die Ausgangsleistung der durch den Motor 1 zusammen mit den Vorderrädern angetriebenen ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 kleiner als die der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 22, welche durch den Motor 1 über die Kupplung 23 angetrieben wird. Daher wird der Öldruck der Kupplung 23 (Drehmomentübertragung) auf Null reduziert, bevor die Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 gleich werden, vorausgesetzt, daß die Vorder- und Hinterräder 5 und 11 den gleichen effektiven Durchmesser besitzen. Dies führt dazu daß die Einstellung der Begrenzung der Differenz zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder 5 und 11 in einem gewissen Maße klein ist, wobei jedoch in der Praxis für eine vorgegebene Differenz der Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder im Bereich kleiner Geschwindigkeit, typischerweise beim Anfahren, in dem die Notwendigkeit zur Drehmomentübertragung auf die Hinterräder oft auftritt, da die Differenz der Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder, welche zur Realisierung eines vorgegebenen Drehmomentübertragungswertes erforderlich ist, klein wird, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit reduziert wird, wie dies in Fig. 4 dargestellt ist.

21 Als Maßnahme für die Reduzierung der Drehmomentübertragung der Kupplung bei Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit ist es möglich, die Kamervolumina der ersten und zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe 21 und 22 sowie die Drehzahlverhältnisse der Strömungsmitteldruck-Pumpen auf diejenigen der entsprechenden Räder zu ändern, was bei der vorliegenden Ausführungsform entweder zusammen oder gesondert der Fall ist.

22 Die Fig. 5 und 6 zeigen eine abgewandelte erfahrungsgemäße Ausführungsform, wobei Teile dieser Ausführungsform, die sie mit der in den Fig. 1 und 2 dargestellten Ausführungsform gemeinsam hat, mit gleichen Bezugssymbolen versehen sind. Die folgenden Ausführungen beschränken sich auf diejenigen Teile, welche sich von denen der ersten Ausführungsform unterscheiden.

23 Die Betätigungs-Öldruckkammer 30 steht mit dem Ölbehälter 36 über einen Kanal in Verbindung, welcher vom Kupplungsbetätigungs-Öldruckzufuhr-Kanal 37b der oben beschriebenen Ausführungsform abgeht, wobei jedoch ein gesonderter Verbindungskanal 47 mit einer Öffnung 38 zwischen der Betätigungs-Öldruckkammer 30 und dem Ölbehälter 36 vorgesehen ist. Dadurch kann bei der Zufuhr von unter Druck stehendem Öl vom Kupplungsbetätigungs-Ölzufuhrkanal 37b zur Betätigungs-Öldruckkammer im Öl enthaltene Luft in einfacher Weise aus der Betätigungs-Öldruckkammer 30 ausgebracht werden, wodurch das Ansprechen der Kupplung 23 weiter verbessert werden kann.

Diese Ausführungsform entspricht der ersten Ausführungsform insofern, daß die Betätigung der Kupplung durch Öldruck durch die Rückschlag-Strömungsmenge der Öffnung bestimmt ist und daß die Kupplung 23 gleichartig arbeitet.

Da eine unnötige Drehmomentübertragung auf die angetriebenen Sekundärräder vermieden werden kann, selbst wenn die effektiven Durchmesser der Vorder- und Hinterräder unterschiedlich sind, ist es erfindungsge- 5 möglich, die mechanische Festigkeit gegen Metallermüdung der verschiedenen Teile die im Weg zur Übertragung des Antriebsdrehmomentes auf die angetriebenen Sekundärräder vorhanden sind, zu reduzie- ren. Dadurch kann ein wesentlicher Vorteil hinsichtlich der Reduzierung des Gewichtes der angetriebenen Sekundärachselemente erreicht werden. Da ein ausreichendes Drehmoment in Abhängigkeit von der Differenz 10 zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder auf die Hinterräder übertragen wird, können für das Fahrzeug alle praktischen Vorteile eines Vierradantriebs erhalten bleiben.

Patentansprüche

1. Leistungsübertragungssystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb mit 15
einem ersten Synchron mit Vorderrädern (5) rotierenden Element (3),
einem zweiten Synchron mit Hinterrädern (11) rotierenden Element (9),
einer Leistungsquelle (1) zum direkten Antrieb des ersten oder zweiten Elementes (3 oder 9), und
einer Drehmoment-Übertragungseinrichtung (7) zwischen dem ersten und zweiten Element (3, 9) zur
Drehmomentübertragung von dem direkt von der Leistungsquelle (1) angetriebenen Element (beispielswei- 20
se 3) auf das andere Element (beispielsweise 9) wenigstens bei einem bestimmten Zustand,
wobei das zwischen den Elementen (3, 9) durch die Drehmoment-Übertragungseinrichtung (7) übertragene
Drehmoment für eine vorgegebene Differenz zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder (5, 11)
bei Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit reduziert wird.
2. Leistungsübertragungssystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb mit 25
einem ersten Synchron mit Vorderrädern (5) rotierenden Element (3),
einem zweiten Synchron mit Hinterrädern (11) rotierenden Element (9),
einer Leistungsquelle (1) zum direkten Antrieb des ersten oder zweiten Elementes (3 oder 9), und
einer Drehmoment-Übertragungseinrichtung (7) zwischen dem ersten und zweiten Element (3, 9) zur
Drehmomentübertragung von dem direkt von der Leistungsquelle (1) angetriebenen Element (beispielswei- 30
se 3) auf das andere Element (beispielsweise 9) wenigstens bei einem bestimmten Zustand,
wobei eine zur Übertragung einer vorgegebenen Drehmomentgröße durch die Drehmoment-Übertra-
gungseinrichtung (7) notwendige Differenz zwischen den Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder (5, 11) bei
Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht wird.
3. Leistungsübertragungssystem nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistungsquelle 35
(1) das erste Element (3) direkt antreibt und die Drehmomentübertragungseinrichtung (7) ein Drehmoment
vom ersten Element (3) auf das zweite Element (9) überträgt.
4. Leistungsübertragungssystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentübertra-
gungseinrichtung (7) ein Drehmoment vom ersten Element (3) auf das zweite Element (9) überträgt, wenn
die Drehzahl der Vorderräder (5) um einen vorgegebenen Wert größer als die der Hinterräder (11) ist. 40
5. Leistungsübertragungssystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der vorgegebene Wert
proportional zur Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt.
6. Leistungsübertragungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die 45
Drehmoment-Übertragungseinrichtung (7) folgende Komponenten umfaßt: eine erste durch die Vorderräde-
r (5) angetriebene Strömungsmitteldruck-Pumpe (21), eine zweite durch die Hinterräder (11) angetriebe-
ne Strömungsmitteldruck-Pumpe (22), eine zwischen den Vorder- und Hinterrädern (5, 11) vorgesehene
hydraulische Kupplung (23), eine zwischen der Ausgangsseite (24 bzw. 25) der ersten Strömungsmittel-
druck-Pumpe (21) und der Eingangsseite (26 bzw. 27) der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe (22)
vorgesehenen Verbindungskanal (28 bzw. 29) und einen zwischen dem Verbindungskanal (28 bzw. 29) und
einer hydraulischen Betätigungsammer (30) der Kupplung (23) vorgesehenen Stichkanal (37a bzw. 37b). 50
7. Leistungsübertragungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das
Verhältnis der Drehzahlen der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe (21) und der Vorderräder (5) kleiner als
das Verhältnis der Drehzahlen der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe (22) und der Hinterräder (11) ist.
8. Leistungsübertragungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die 55
Ausgangsgröße der ersten Strömungsmitteldruck-Pumpe (21) für eine vorgegebene Drehzahl der Vorder-
räder (5) kleiner als die Ausgangsgröße der zweiten Strömungsmitteldruck-Pumpe (22) für diese Drehzahl
der Hinterräder (11) ist.
9. Leistungsübertragungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch eine Einrichtung
zur Begrenzung des durch die Drehzahl-Übertragungseinrichtung (7) übertragenen maximalen Drehzahl-
wertes. 60
10. Leistungsübertragungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 9, gekennzeichnet durch ein Rückschlag-
ventil (35) zwischen dem Stichkanal (37a bzw. 37b) und einer Drucksenke (36) zur Begrenzung des Strö-
mungsmittel-Druckwertes in der Betätigungsammer (30) der Kupplung (23) auf einem vorgegebenen
Wert.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

65

Fig. 1

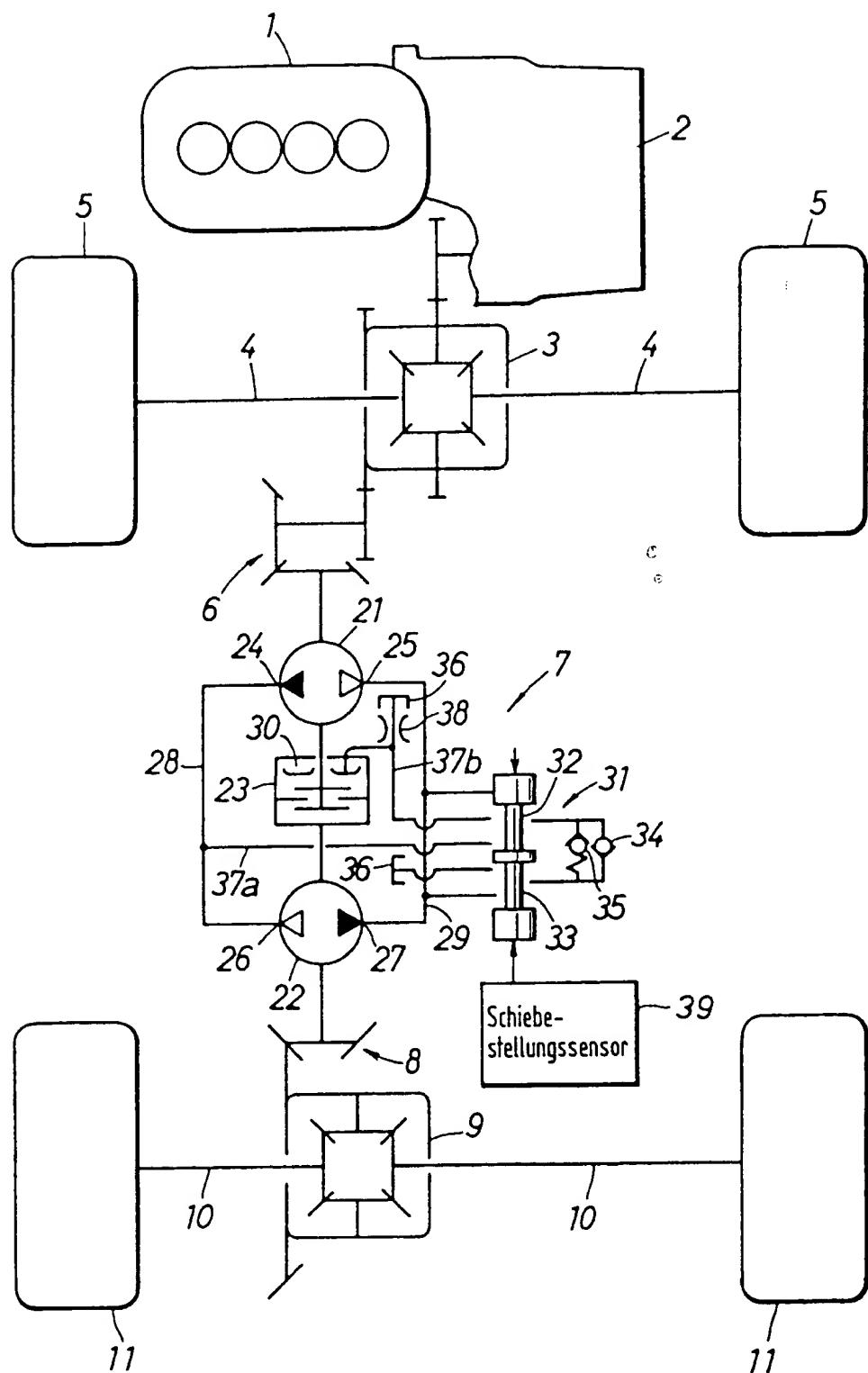


Fig. 2

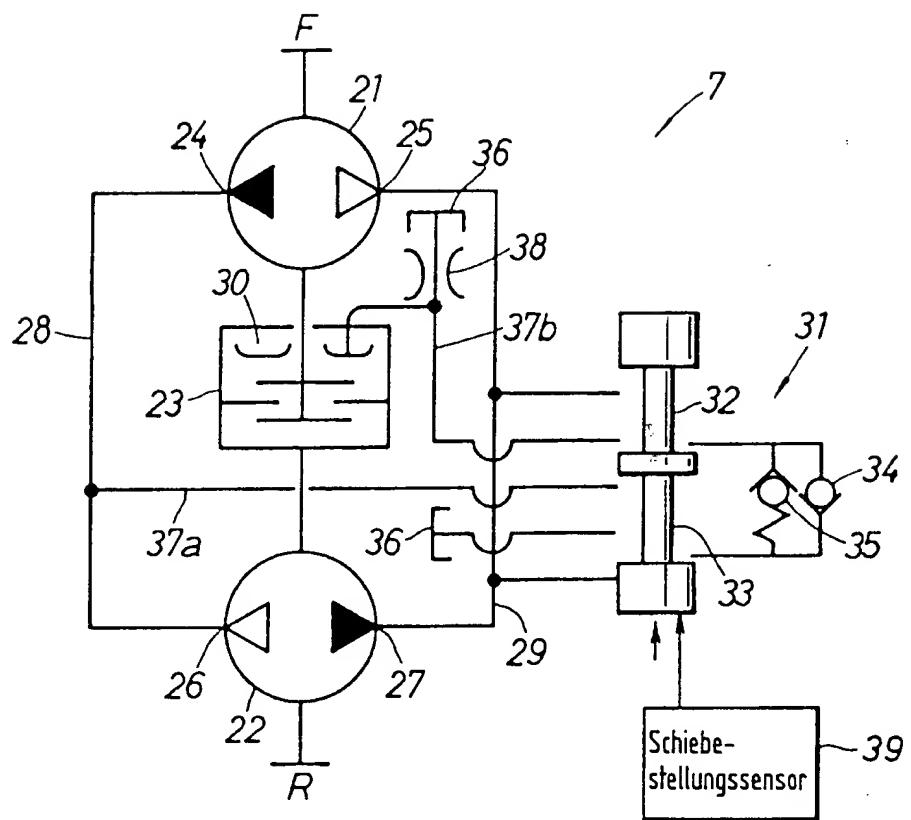


Fig. 3

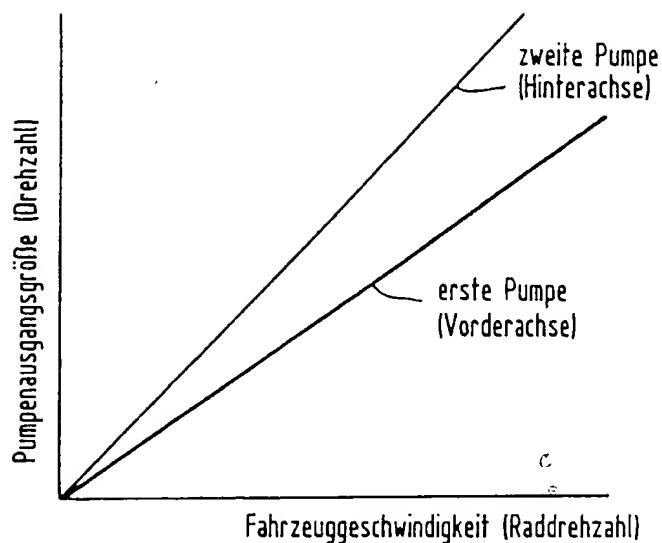


Fig. 4

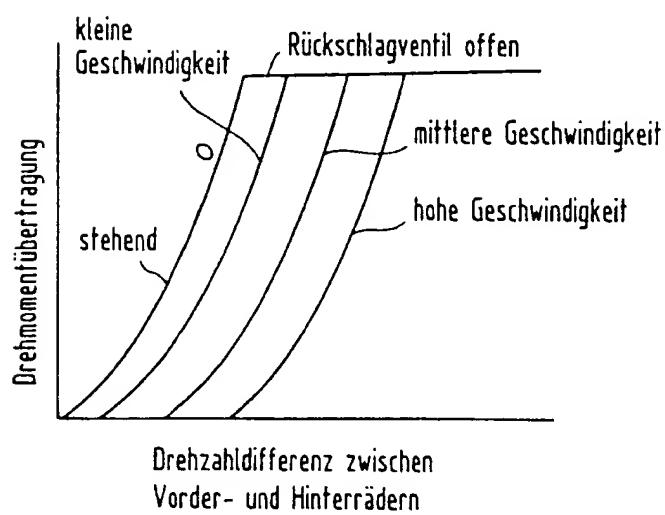


Fig. 5

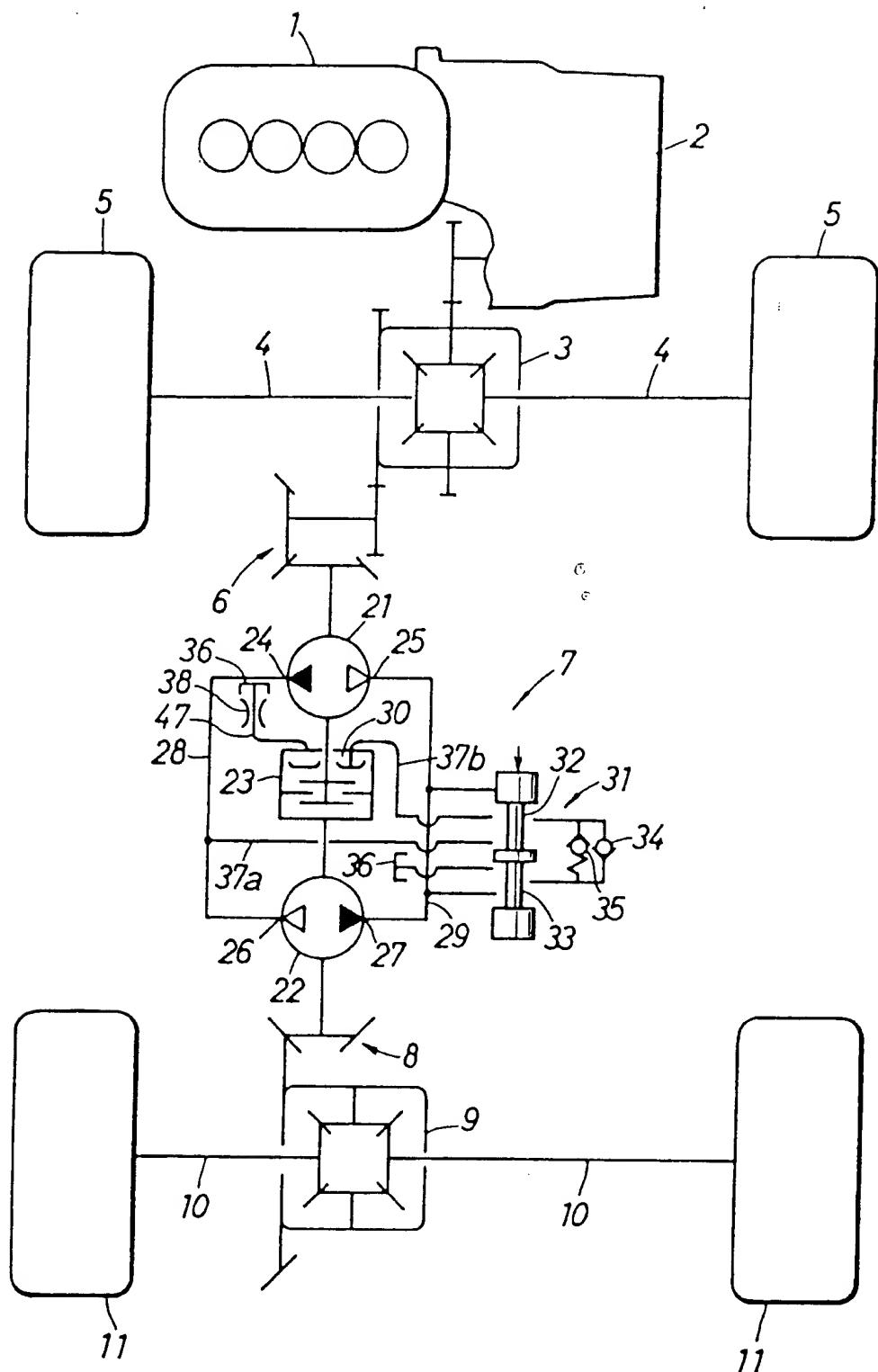


Fig. 6

